

В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, М. Ю. ХАВРЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

Предлагается методика определения расчетных параметров в турбинном и насосном режимах работы для высоконапорных обратимых гидромашин. Методика позволяет выполнить расчет геометрии проточной части на основе заданных натуральных параметров (напора и подачи) в насосном режиме для диапазона напоров $H = 300\text{--}700$ м. Для оценки практической реализации данного метода проведено сравнение основных расчетных параметров, рассчитанных по данной методике, с параметрами существующих высоконапорных ГАЭС. Методика выбора коэффициента быстроходности предлагается исключительно для высоконапорных обратимых гидромашин.

Ключевые слова: расчетные параметры, обратимая гидромашинка, ГАЭС, коэффициент быстроходности, напор, подача.

Введение. Основная задача современной энергетики состоит в надежном обеспечении энергоснабжением промышленности, транспорта, сельского хозяйства и населения. В структуре энергосистемы наиболее значимыми являются тепловые и атомные электростанции со сверхмощными агрегатами. Вместе с тем, присутствует неравномерность потребления электроэнергии, в связи с чем возникает потребность обеспечения маневренности энергосистемы, а именно приспособление условий работы электростанций к требованиям потребителей. Для этих условий, наряду с обычными гидроэлектростанциями, важную роль выполняют гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС), с помощью которых возможно покрывать пики графиков суточной нагрузки и заполнять ночные провалы в потреблении электроэнергии. При этом предпочтение отдается ГАЭС с обратимыми гидроагрегатами.

Работа ГАЭС в основном состоит из двух режимов работы: насосного, когда вода подается из нижнего бассейна в верхний и турбинного, когда накопленная вода срабатывается и генерируется энергия, необходимая для покрытия графика нагрузки энергосистемы. Наиболее широко используется двухмашинная схема оборудования ГАЭС, состоящая из двигателя-генератора и обратимой гидромашинки (насос-турбины). Двухмашинная схема наиболее компактна, и требует меньших затрат на оборудование и строительную часть. Точное определение расчетных параметров, в большой степени влияет на создание обратимой гидромашинки с высокой производительностью, а также на геометрию проточной части гидроагрегата и её показатели. В работе [1] собраны статистические данные по существующим ГАЭС на основе которых сделаны обобщения, позволяющие определить некоторые зависимости различных параметров, как в насосном, так и в турбинном режиме работы гидромашинки. При проектировании новых ГАЭС, в случае её отсутствия в номенклатурном ряду [2, 3], возникает необходимость в определении расчетных параметров для вновь создаваемых обратимых гидромашин.

Выбор расчетных параметров. Напор при работе в турбинном режиме всегда меньше чем в насосном, так как в первом случае, потери в водоводах вычитаются:

$$H_T = H_{ст} - h_{пот}. \quad (1)$$

А во втором, они к нему добавляются:

$$H_N = H_{ст} + h_{пот}. \quad (2)$$

Следовательно, расчетные напоры обоих режимов будут разные. Обычно ГАЭС работает в насосном режиме больше, чем в турбинном, и максимальная подача насосного режима меньше, чем расход турбинного. Соответственно, при выборе расчетных параметров обратимых гидромашин, следует исходить из насосного режима работы.

Прежде всего, необходимо определить коэффициент быстроходности n_s . Впервые этот показатель был предложен Р. Камерером в 1915 году для гидротурбин, а позже начал применяться и для насосов. Физический смысл коэффициента быстроходности – это частота вращения гидромашинки, геометрически подобной данной, но с таким диаметром рабочего колеса, что при напоре в 1 м, она развивает мощность в 1 л. с. Он определяет форму рабочего колеса, его диаметр, а также влияет на КПД гидромашинки.

В общем виде коэффициент быстроходности записывается:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}, \quad (3)$$

где n – частота вращения (мин^{-1});

N – мощность (л. с.);

H – напор (м).

Ввиду того, что мощность для насоса и для турбины определяется разными формулами, для насосного режима имеем следующее выражение:

$$n_{сн} = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_H}}{H_H^{0,75}}. \quad (4)$$

Коэффициент быстроходности для насосного режима находим, используя зависимость, представленную на рис. 1. Данная зависимость сделана с учетом тенденции роста коэффициента быстроходности.

При определении высоты заглубления H_s рабочего колеса под уровень нижнего бьефа, насосный режим, опять таки, является определяющим, в связи с чем, определяя значение H_s , исходят из значений для насосного режима. Величина заглубления рабочего колеса также является ограничением при выборе n_s . В первом приближении

высоту заглублення, в зависимости от напора и коэффициента быстроходности, можно определить по рис. 2 [4].

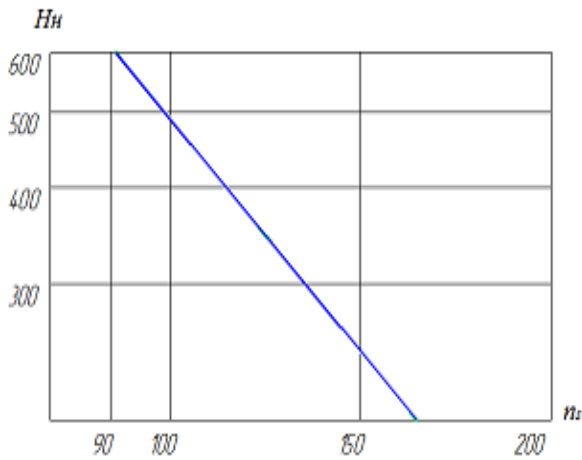


Рис. 1 – Зависимость коэффициента быстроходности от напора в насосном режиме работы

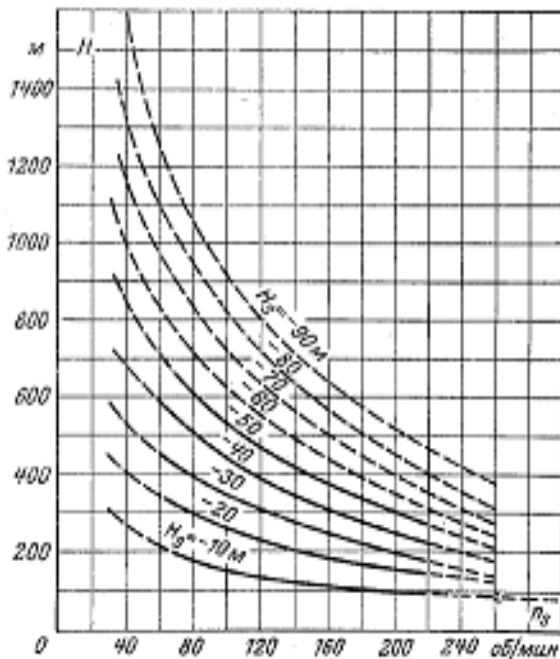


Рис. 2 – Зависимость коэффициента быстроходности, напора и высоты всасывания

Конкретно для высоконапорных ГАЭС, высоту всасывания можно определить по формуле, представленной в работе [5]:

$$H_s = \frac{n_{sh}^{4/3}}{4080} \cdot H_n - 10. \quad (5)$$

Выбрав коэффициент быстроходности, и, имея заданные параметры Q_n и H_n из формулы (4), можем однозначно определить частоту вращения для насосного режима:

$$n = \frac{n_{sh} \cdot H_n^{0,75}}{3,65 \cdot \sqrt{Q_n}}. \quad (6)$$

Величину, определенную по формуле (6), необходимо округлить до ближайшего значения синхронной частоты вращения n_c , после чего можно вычислить напорный диаметр [6]:

$$D_{нап} = \frac{60 \cdot K_{ин} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}{\pi \cdot n_c}, \quad (7)$$

где $K_{ин}$ – коэффициент окружной скорости.

Значение $D_{нап}$, определенное по формуле (7), носит предварительный характер и должно быть уточнено после расчета геометрии лопастной системы рабочего колеса и всей проточной части насос-турбины, а также проведения комплекса расчетных работ и экспериментальных исследований [6].

Значение коэффициента окружной скорости $K_{ин}$ определяется на основании обработки статистических данных по натурным параметрам обратимых гидромашин, полученных в [1, 3, 7]:

$$K_{ин} = 0,875 + 1,07 \cdot n_{sh} \cdot 10^{-3}. \quad (8)$$

Величина коэффициента $K_{ин}$ для конкретных ГАЭС может отличаться от величины, определенной по формуле (8), на 3–5 % в зависимости от соотношения максимального и расчетного напоров в насосном режиме, геометрии рабочего колеса и других факторов определяющих характеристику Q_n-H_n [6].

В [4] указывается, что приближенно основные параметры обратной гидромашин при работе в турбинном режиме могут быть определены из следующих соотношений:

$$H_t = \frac{H_n}{\eta_g}; \quad (9)$$

$$Q_t = \frac{Q_n}{\eta_g}; \quad (10)$$

$$n_{ст} = n_{sh} \cdot \eta_g. \quad (11)$$

В связи с тем, что точное значение гидравлического КПД η_g неизвестно, считается, что можно принять $\eta_g = \sqrt{\eta_{полн.н}}$. Из этого следует, что КПД обратимых гидромашин с диаметром рабочего колеса более чем 4 м, можно принять [4]:

$$\eta_g = 0,94 - 0,95. \quad (12)$$

Для ГАЭС с напором $H_t > 300$ м можно представить следующую зависимость $n_{ст}$ от напора:

$$n_{ст} = \frac{15000}{H_t^{0,8}}. \quad (13)$$

Для турбинного режима, как и для насосного, коэффициент быстроходности является характерным показателем. Пользуясь зависимостью (11), можно получить график, представленный на рис. 3.

Определение приведенных показателей.

Исторически сложилось так, что вопросами исследования, проектирования и изготовления насосов и турбин занимаются разные специалисты, поэтому применяются и разные показатели и формулы. При рассмотрении гидромашин удобнее всего пользоваться единой системой показателей или установить связь между ними. Приведенные показатели – это величины, отнесенные к диаметру $D_{нап}$ рабочего колеса в 1 м и напору 1 м. Рассмотрим некоторые из них.

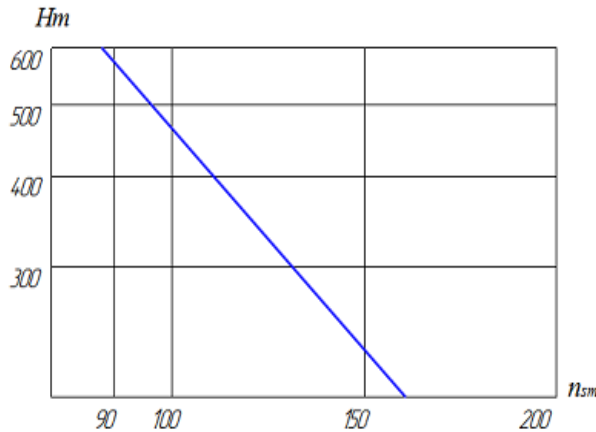


Рис. 3 – Зависимость коэффициента быстроходности от напора в турбинном режиме работы

Для определения приведенных показателей можно воспользоваться общеизвестными формулами.

Для приведенных оборотов:

$$n'_1 = \frac{n_c \cdot D_{нап}}{\sqrt{H}} \tag{14}$$

Для подачи:

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_{нап}^2 \cdot \sqrt{H}} \tag{15}$$

Но, как показывает практика, более точные значения можно получить из приведенных ниже зависимостей. Для подачи в насосном режиме [8]:

$$Q'_{1н} = \left(\frac{n_{сн}}{3,65 \cdot n'_{1н}} \right)^2 \tag{16}$$

Для расхода в турбинном режиме:

$$Q'_{1т} = \left(\frac{n_{ст}}{3,65 \cdot n'_{1т}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_t} \tag{17}$$

После нахождения расчетных параметров мы имеем возможность обеспечить требуемые показатели Q_n и H_n для насосного режима. Но, в связи с тем, что зона работы в турбинном режиме на совмещенной универсальной характеристике располагается выше оптимума характеристики по приведенным оборотам, то задача выбора расчетных параметров для

турбинного режима осложняется. Вместе с тем, существуют зависимости, которые позволяют приблизительно определить приведенные показатели турбинного режима работы гидромашин, в зависимости от аналогичных параметров насосного режима. Конкретно для высоконапорных обратимых гидромашин – для приведенных оборотов – имеем следующее выражение [9]:

$$\frac{n'_{1т}}{n'_{1н}} = 0,885 - 0,97 \tag{18}$$

Для приведенного расхода:

$$\frac{Q'_{1т}}{Q'_{1н}} = 0,875 - 1,07 \tag{19}$$

Приведенные обороты для турбинного режима также возможно определить из зависимости, представленной на рис. 4 [7].

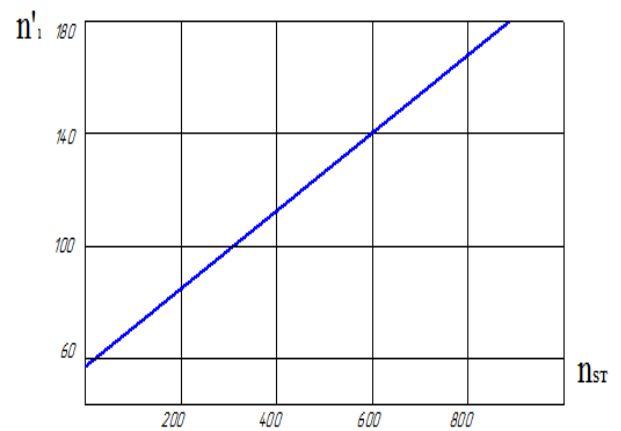


Рис. 4 – Зависимость приведенных оборотов от коэффициента быстроходности в турбинном режиме

Для наглядного примера сделан расчет (по данной методике) основных параметров для условий высоконапорных ГАЭС Маркерсбах ($H_n = 306,9$ м, $Q_n = 53$ м³/с) и Окуешино ($H_n = 539$ м, $Q_n = 39$ м³/с). Сравнение полученных данных по диаметру и частоте вращения рабочих колес рассмотренных обратимых гидромашин с их натурными показателями показали их удовлетворительное совпадение. Данные сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Сравнение расчетных параметров по данным расчета и экспериментальных данных

Параметр	Название ГАЭС	
	Маркерсбах ЧКД «Шкода»	Окуешино «Тошиба»
Коэффициент быстроходности $n_{сн}$	Расчет	101
	Эксперимент	102
Кол-во оборотов n_c , мин ⁻¹	Расчет	500
	Эксперимент	500
Напорный диаметр D_1 , м	Расчет	3,85
	Эксперимент	3,98

Выводы. Предложенная методика предварительного выбора основных расчетных параметров при заданном напоре и подаче для насосного режима работы обратимой гидромашин показала удовлетворительные результаты.

Полученные в результате расчета значения после их сравнения с натурными данными говорят о возможности применения данной методики при выборе расчетных параметров для высоконапорных обратимых гидромашин.

Список литературы: 1. *Siervo F.* Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump-turbine / *F. Siervo, A. Lugaresi* // *Water Power & Dam Construction*. – 1980. – P. 33–42. 2. *Дедков В. Н.* Создание номенклатурного ряда обратимых радиально-осевых гидромашин / *В. Н. Дедков* // *Проблемы машиностроения*. – 2002. – Т. 5, № 1. – С. 16–19. 3. *Александровский Д. Я.* К вопросу выбора режима работы насос-турбин при $n = \text{const}$ для определения её основных параметров / *Д. Я. Александровский* // *Гидравлические машины*. – 1973. – Вып. 12. – С. 48–55. 4. *Аршеневский Н. Н.* Обратимые гидромашин гидроаккумулирующих электростанций / *Н. Н. Аршеневский*. – М.: Энергия, 1977. – 238 с. 5. *Александровский Д. Я.* Определение расчетных параметров высоконапорных насос-турбин / *Д. Я. Александровский* // *Гидравлические машины*. – 1985. – Вып. 19. – С. 10–16. 6. *Дедков В. Н.* Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $N = 70–700$ м / *В. Н. Дедков* // *Проблемы машиностроения*. – 2008. – Т. 11, № 1. – С. 7–11. 7. *Гряно Л. П.* Обратимые гидромашин / *Л. П. Гряно, Н. И. Зубарев, В. А. Умов [и др.]*. – Л.: Машиностроение, 1981. – 263 с. 8. *Кривченко Г. И.* Гидравлические машины / *Г. И. Кривченко*. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

References: 1. *Siervo, F., and A. Lugaresi.* "Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump-turbine." *Water Power & Dam Construction* (1980): 33–42. Print. 2. *Dedkov, V. N.* "Sozdanie nomenklaturnogo rjada obratimyh radial'no-osevyh gidromashin." *Problemy mashinostroenija* 5.1 (2002): 16–19. Print. 3. *Aleksapol'skij, D. Ja.* "K voprosu vybora rezhima raboty nasos-turbin pri $n = \text{const}$ dlja opredelenija ejo osnovnyh paramatrov." *Gidravlicheskie mashiny*. No. 12. 1973. 48–55. Print. 4. *Arshenevskij, N. N.* *Obratimye gidromashiny gidroakkumulirujushchih jelektrostantsij*. Moscow: Jenergija, 1977. Print. 5. *Aleksapol'skij, D. Ja.* "Opredelenie raschetnyh parametrov vysokonapornyh nasos-turbin." *Gidravlicheskie mashiny*. No. 19. 1985. 10–16. Print. 6. *Dedkov, V. N.* "Opredelenie raschetnyh parametrov obratimyh gidromashin dlja diapazona napovorov $N = 70–700$ m." *Problemy mashinostroenija* 11.1 (2008): 7–11. Print. 7. *Grjanko, L. P., et al.* *Obratimye gidromashiny*. Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print. 8. *Krivchenko, G. I.* *Gidravlicheskie mashiny*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1983. Print.

Дранковский Виктор Эдуардович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Drankovskij Viktor Eduardovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Хавренко Михаил Юрьевич – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

Khavrenko Mihail Juryevich – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.